

AN: PAT 1998-348641

TI: Steam generator arrangement for gas and steam turbine plant has steam generator pipes of through-flow heating surface each laid out for given ratio of frictional pressure loss to geodetic pressure loss

PN: WO9826213-A1

PD: 18.06.1998

AB: A steam generator (1) in which at least one through-flow heating surface (8,10) is arranged in a heating gas channel (3) which can be streamed in an approximately horizontal heating gas direction. The heating surface is formed from a number of steam generation pipes (13,14) arranged approx. vertically and connected in parallel to the direction of flow of a flow medium. The heating surface is laid out in such a way that a multiply heated pipe (13,14) has in comparison with another steam generator pipe (13,14) of the same heating surface (8,10), a greater throughput of the flow medium than the other steam generator pipe (13,14). The steam generator pipes (13,14) of at least one through-flow heating surface are each laid out on average for a ratio of frictional pressure loss to geodetic pressure loss at full load of less than 0.4 preferably of less than 0.2.; USE - For gas and steam turbine plant utilising heat contained in expanded resource or heated gas from gas turbine for generation of steam for steam turbine. ADVANTAGE - Suitable for horizontal design structure yet having advantages of through-flow steam generator design. Capable of realising particularly high efficiency of fossil fuel burning power station.

PA: (SIEI) SIEMENS AG;

IN: FRANKE J; KRAL R; WITTCHOW E;

FA: WO9826213-A1 18.06.1998; ES2154914-T3 16.04.2001; DE19651678-A1 25.06.1998; **EP944801**-A1 29.09.1999; CN1239540-A 22.12.1999; **EP944801**-B1 21.02.2001; US6189491-B1 20.02.2001; DE59703022-G 29.03.2001; KR2000057541-A 25.09.2000; JP2001505645-W 24.04.2001;

CO: AT; BE; CA; CH; CN; DE; DK; EP; ES; FI; FR; GB; GR; IE; IT; JP; KR; LI; LU; MC; NL; PL; PT; SE; US; WO;

DN: CA; CN; JP; KR; PL; US;

DR: AT; BE; CH; DE; DK; ES; FI; FR; GB; GR; IE; IT; LU; MC; NL; PT; SE; LI;

IC: F22B-001/18; F22B-021/02; F22B-029/06; F22B-037/10; F22B-037/12; F22B-037/74; F22D-001/00; F28F-013/06;

MC: X11-A09;

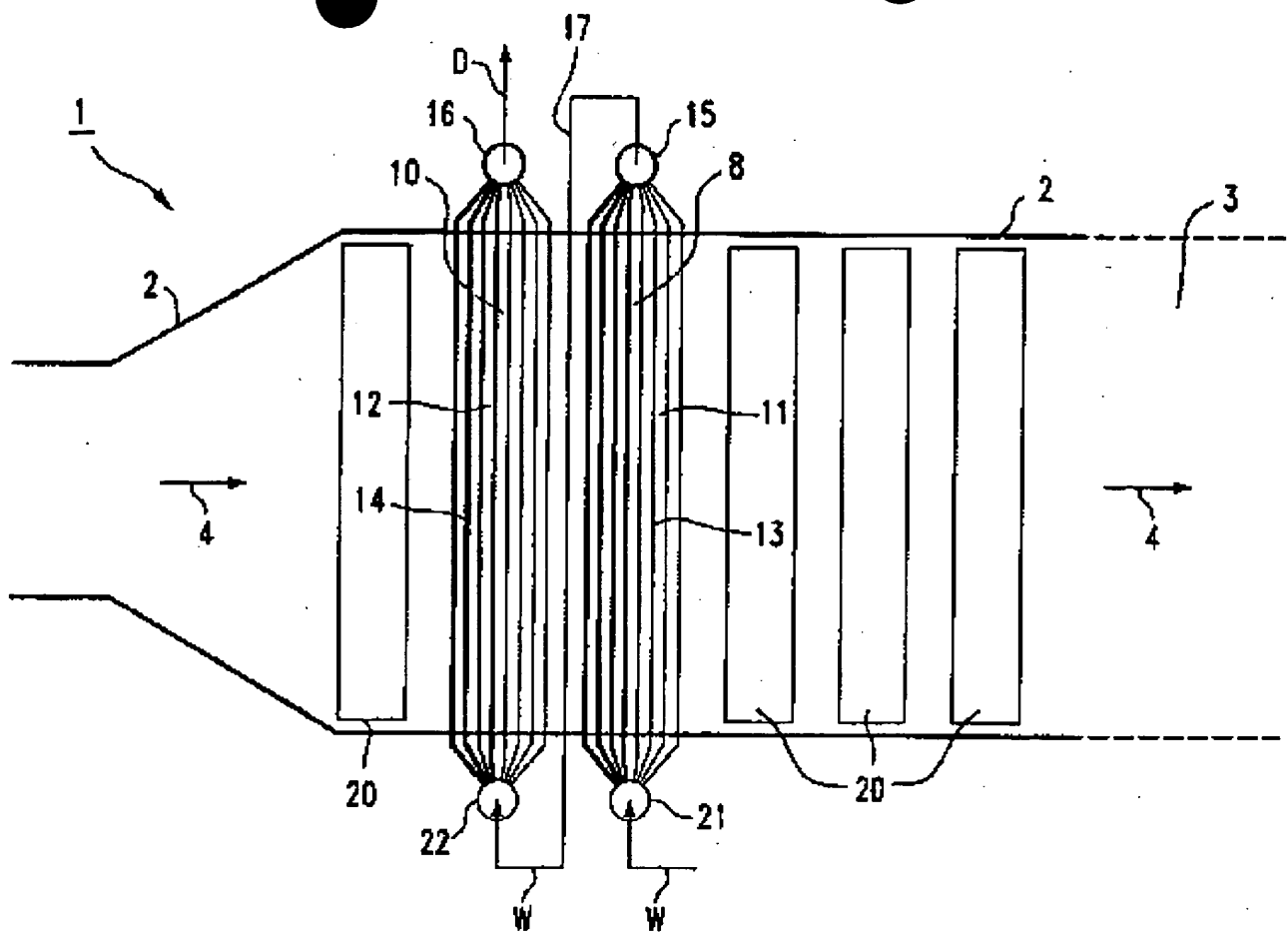
DC: Q72; Q78; X11;

FN: 1998348641.gif

PR: DE1051678 12.12.1996;

FP: 18.06.1998

UP: 14.06.2001



(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 944 801 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
21.02.2001 Patentblatt 2001/08

(51) Int Cl.7: **F22B 1/18**, F22B 29/06,
F22B 37/74, F22B 37/12

(21) Anmeldenummer: **97951103.7**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE97/02800

(22) Anmeldetag: **01.12.1997**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 98/26213 (18.06.1998 Gazette 1998/24)

(54) **DAMPFERZEUGER**

STEAM GENERATOR

CHAUDIÈRE A VAPEUR

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE DK ES FR GB LI SE

(30) Priorität: **12.12.1996 DE 19651678**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
29.09.1999 Patentblatt 1999/39

(73) Patentinhaber: **SIEMENS
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)**

(72) Erfinder:

- **WITTCHOW, Eberhard
D-91054 Erlangen (DE)**
- **FRANKE, Joachim
D-90518 Altdorf (DE)**
- **KRAL, Rudolf
D-90518 Altdorf (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 0 326 388
US-A- 5 131 459**

FR-A- 1 558 043

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 944 801 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Dampferzeuger.

[0002] Bei einer Gas- und Dampfturbinenanlage wird die im entspannten Arbeitsmittel oder Heizgas aus der Gasturbine enthaltene Wärme zur Erzeugung von Dampf für die Dampfturbine genutzt. Die Wärmeübertragung erfolgt in einem der Gasturbine nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger, in dem üblicherweise eine Anzahl von Heizflächen zur Wasservorwärmung, zur Dampferzeugung und zur Dampfüberhitzung angeordnet ist. Die Heizflächen sind in den Wasser-Dampf-Kreislauf der Dampfturbine geschaltet. Der Wasser-Dampf-Kreislauf umfaßt üblicherweise mehrere, z.B. drei, Druckstufen, wobei jede Druckstufe eine Verdampferheizfläche aufweisen kann.

[0003] Für den der Gasturbine als Abhitzedampferzeuger heizgasseitig nachgeschalteten Dampferzeuger kommen mehrere alternative Auslegungskonzepte, nämlich die Auslegung als Durchlaufdampferzeuger oder die Auslegung als Umlaufdampferzeuger, in Betracht. Bei einem Durchlaufdampferzeuger führt die Beheizung von als Verdampferrohren vorgesehenen Dampferzeugerrohren zu einer Verdampfung des Strömungsmediums in den Dampferzeugerrohren in einem einmaligen Durchlauf. Im Gegensatz dazu wird bei einem Natur- oder Zwangumlaufdampferzeuger das im Umlauf geführte Wasser beim Durchlauf durch die Verdampferrohre nur teilweise verdampft. Das dabei nicht verdampfte Wasser wird nach einer Abtrennung des erzeugten Dampfes für eine weitere Verdampfung denselben Verdampferrohren erneut zugeführt.

[0004] Ein Durchlaufdampferzeuger unterliegt im Gegensatz zu einem Natur- oder Zwangumlaufdampferzeuger keiner Druckbegrenzung, so daß Frischdampfdrücke weit über dem kritischen Druck von Wasser ($p_{\text{kri}} = 221 \text{ bar}$) - wo es nur noch einen geringen Dichteunterschied gibt zwischen flüssigkeitsähnlichem und dampfähnlichem Medium - möglich sind. Ein hoher Frischdampfdruck begünstigt einen hohen thermischen Wirkungsgrad und somit niedrige CO_2 -Emissionen eines fossilbeheizten Kraftwerks. Zudem weist ein Durchlaufdampferzeuger im Vergleich zu einem Umlaufdampferzeuger eine einfache Bauweise auf und ist somit mit besonders geringem Aufwand herstellbar. Die Verwendung eines nach dem Durchlaufprinzip ausgelegten Dampferzeugers als Abhitzedampferzeuger einer Gas- und Dampfturbinenanlage ist daher zur Erzielung eines hohen Gesamtwirkungsgrades der Gas- und Dampfturbinenanlage bei einfacher Bauweise besonders günstig.

[0005] Ein Durchlaufdampferzeuger kann grundsätzlich in einer von zwei alternativen Bauformen ausgeführt sein, nämlich in stehender Bauweise oder in liegender Bauweise. Ein Durchlaufdampferzeuger in liegender Bauweise ist dabei für eine Durchströmung des beheizenden Mediums oder Heizgases, beispielsweise des Abgases aus der Gasturbine, in annähernd horizontaler

Richtung ausgelegt, wohingegen ein Durchlaufdampferzeuger in stehender Bauweise für eine Durchströmung des beheizenden Mediums in einer annähernd vertikalen Richtung ausgelegt ist.

[0006] Ein Durchlaufdampferzeuger in liegender Bauweise ist im Gegensatz zu einem Durchlaufdampferzeuger in stehender Bauweise mit besonders einfachen Mitteln und mit besonders geringem Fertigungs- und Montageaufwand herstellbar. Bei einem Durchlaufdampferzeuger in liegender Bauweise sind die Dampferzeugerrohre einer Heizfläche jedoch je nach ihrer Positionierung einer stark unterschiedlichen Beheizung ausgesetzt. Insbesondere bei ausgangsseitig in einen gemeinsamen Austrittssammler mündenden Dampferzeugerrohren kann eine unterschiedliche Beheizung einzelner Dampferzeugerrohre jedoch zu einer Zusammenführung von Dampfströmen mit stark voneinander abweichenden Dampfparametern und somit zu unerwünschten Wirkungsgradverlusten, insbesondere zu einer vergleichsweise verringerten Effektivität der betroffenen Heizfläche und dadurch reduzierten Dampferzeugung, führen. Eine unterschiedliche Beheizung benachbarter Dampferzeugerrohre kann zudem, insbesondere im Bereich ihrer Einmündung in einen Austrittssammler, zu Schäden an den Dampferzeugerrohren oder dem Sammler führen.

[0007] Ein Dampferzeuger mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1 ist aus der FR-A-1 558 043 bekannt.

[0008] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Dampferzeuger anzugeben, der für eine Auslegung in liegender Bauweise geeignet ist und zudem die genannten Vorteile eines Durchlaufdampferzeugers aufweist. Der Dampferzeuger soll weiterhin einen besonders hohen Wirkungsgrad eines fossilbeheizten Kraftwerkes ermöglichen.

[0009] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß bei einem Dampferzeuger nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 dadurch gelöst, daß die Durchlaufheizfläche derart ausgelegt ist, daß ein im Vergleich zu einem weiteren Dampferzeugerrohr derselben Durchlaufheizfläche mehrbeheiztes Dampferzeugerrohr einen im Vergleich zum weiteren Dampferzeugerrohr höheren Durchsatz des Strömungsmediums aufweist.

[0010] Unter Durchlaufheizfläche ist hierbei eine Heizfläche zu verstehen, die nach dem Durchlaufprinzip ausgelegt ist. Das der Durchlaufheizfläche zugeführte Strömungsmedium wird also im einmaligen Durchlauf durch die Durchlaufheizfläche oder durch ein eine Mehrzahl von hintereinandergeschalteten Durchlaufheizflächen umfassendes Heizflächensystem vollständig verdampft. Eine Durchlaufheizfläche eines derartigen Heizflächensystems kann dabei auch zur Vorwärmung oder zur Überhitzung des Strömungsmediums vorgesehen sein. Dabei kann die oder jede Durchlaufheizfläche insbesondere in der Art eines Rohrbündels eine Anzahl von in Heizgasrichtung hintereinander angeordneten Rohrlagen umfassen, von denen jede aus einer Anzahl

von in Heizgasrichtung nebeneinander angeordneten Dampferzeugerrohren gebildet ist.

[0011] Die Erfindung geht von der Überlegung aus, daß bei einem für eine Ausführung in liegender Bauweise geeigneten Dampferzeuger für einen hohen Wirkungsgrad die Auswirkung einer lokal unterschiedlicher Beheizung auf die Dampfparameter besonders gering gehalten sein sollte. Für besonders geringe Unterschiede zwischen den Dampfparametern in zwei benachbarten Dampferzeugerrohren sollte das die Dampferzeugerrohre durchströmende Medium nach seinem Austritt aus den Dampferzeugerrohren für jedes einer gemeinsamen Durchlaufheizfläche zugeordnete Dampferzeugerrohr annähernd die gleiche Temperatur und/oder den gleichen Dampfgehalt aufweisen. Eine Angleichung der Temperaturen des aus den jeweiligen Dampferzeugerrohren austretenden Strömungsmediums auch bei unterschiedlicher Beheizung der jeweiligen Dampferzeugerrohre ist erreichbar, indem jedes Dampferzeugerrohr für eine an seine durchschnittliche, von seiner Position im Heizgaskanal abhängige Beheizung angepaßte Durchströmung des Mediums ausgelegt ist.

[0012] Für eine besonders günstige Anpassung des Durchsatzes des Strömungsmediums an die Beheizung des jeweiligen Dampferzeugerrohres bei einem Dampferzeuger mit einer Auslegung für einen Vollast-Druck am Überhitzer Austritt von mehr als 80 bar sind vorteilhafterweise die Dampferzeugerrohre mindestens einer Durchlaufheizfläche im Mittel für ein Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall bei Vollast von weniger als 0,4, vorzugsweise weniger als 0,2, ausgelegt oder bemessen. Bei einem Dampferzeuger mit einer Druckstufe, deren Auslegung für einen Vollast-Druck am Überhitzer Austritt von 80 bar oder weniger bemessen ist, sind vorteilhafterweise die Dampferzeugerrohre mindestens einer Durchlaufheizfläche dieser Druckstufe im Mittel für ein Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall bei Vollast von weniger als 0,6, vorzugsweise weniger als 0,4, ausgelegt. Dabei liegt die Erkenntnis zugrunde, daß eine unterschiedliche Beheizung zweier Dampferzeugerrohre dann zu besonders geringen Temperaturdifferenzen und/oder Differenzen des Dampfgehaltes des Strömungsmediums an den Ausgängen der jeweiligen Dampferzeugerrohre führt, wenn eine Mehrbeheizung eines Dampferzeugerrohres aufgrund von dessen Auslegung zu einem Anstieg des Durchsatzes des Strömungsmediums in diesem Dampferzeugerrohr führt.

[0013] Dies ist auf besonders einfache Weise durch einen im Vergleich zum geodätischen Druckabfall besonders geringen Reibungsdruckverlust erreichbar. Der geodätische Druckabfall gibt dabei den Druckabfall aufgrund des Gewichtes der Wasser- und Dampfsäule bezogen auf die Fläche des Strömungsquerschnittes im Dampferzeugerrohr an. Der Reibungsdruckverlust hingegen beschreibt den Druckabfall im Dampferzeugerrohr infolge des Strömungswiderstandes für das Strömungsmedium. Der gesamte Druckabfall in einem

Dampferzeugerrohr setzt sich im wesentlichen zusammen aus dem geodätischen Druckabfall und dem Reibungsdruckverlust.

[0014] Bei einer besonders starken Beheizung eines einzelnen Dampferzeugerrohres wird die Dampferzeugung in diesem Dampferzeugerrohr besonders groß. Das Gewicht des unverdampften Mediums in diesem Dampferzeugerrohr nimmt somit ab, so daß der geodätische Druckabfall in diesem Dampferzeugerrohr ebenfalls abnimmt. Alle innerhalb einer Durchlaufheizfläche parallel geschalteten Dampferzeugerrohre weisen aufgrund ihrer gemeinsamen eingangsseitigen Verbindung mit einem Eintrittssammler und ihrer gemeinsamen ausgangsseitigen Verbindung mit einem Austrittssammler jedoch den gleichen gesamten Druckabfall auf. Bei einem im Vergleich zu den ihm parallel geschalteten Dampferzeugerrohren besonders geringen geodätischen Druckabfall in einem der Dampferzeugerrohre aufgrund seiner besonders starken Beheizung strömt für einen Druckausgleich dann eine besonders große Menge an Strömungsmedium durch das mehrbeheizte Rohr, wenn aufgrund der Auslegung der Durchlaufheizfläche der geodätische Druckabfall im Mittel der dominante Beitrag zum gesamten Druckabfall ist.

[0015] Mit anderen Worten: Ein im Vergleich zu den ihm parallel geschalteten Dampferzeugerrohren stärker beheiztes Dampferzeugerrohr weist einen erhöhten Durchsatz an Strömungsmedium auf, wohingegen ein im Vergleich zu den ihm parallel geschalteten Dampferzeugerrohren besonders gering beheiztes Dampferzeugerrohr einen besonders geringen Durchsatz an Strömungsmedium aufweist. Durch eine geeignete Vorgabe des Verhältnisses aus Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall durch die Auslegung der Dampferzeugerrohre, insbesondere hinsichtlich der gewählten Massenstromdichte in den Dampferzeugerrohren, ist dieser Effekt nutzbar für eine selbsttätige Anpassung des Durchsatzes jedes Dampferzeugerrohres an dessen Beheizung.

[0016] Bei der Auslegung der Dampferzeugerrohre hinsichtlich des Verhältnisses von Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall sind die relevanten Größen gemäß den in den Druckschriften Q. Zheng, W. Köhler, W. Kastner und K. Riedle "Druckverlust in glatten und innenberippten Verdampferrohren", Wärme- und Stoffübertragung 26, S. 323-330, Springer-Verlag 1991, und Z. Rouhani "Modified correlation for void fraction and two-phase pressure drop", AE-RTV-841, 1969, angegebenen Beziehungen ermittelbar. Dabei sind für einen Dampferzeuger mit einer Auslegung für einen Vollast-Druck am Überhitzer Austritt von 180 bar oder weniger dessen Kennwerte für den Vollast-Betriebszustand einzusetzen. Für einen Dampferzeuger mit einer Auslegung für einen Vollast-Druck von mehr als 180 bar sind hingegen seine Kennwerte für einen Teillast-Betriebszustand bei einem Betriebsdruck am Überhitzer Austritt von etwa 180 bar einzusetzen.

[0017] Wie umfangreiche Versuche ergaben, tritt die

durch das genannte Auslegungskriterium für die Dampferzeugerrohre gewünschte selbsttätige Erhöhung des Durchsatzes an Strömungsmedium bei einer Mehrbeheizung des Dampferzeugerrohres auch in einem Druckbereich oberhalb des kritischen Druckes des Strömungsmediums auf. Die gewünschte selbsttätige Erhöhung des Durchsatzes bei einer Mehrbeheizung eines Dampferzeugerrohres tritt zudem bei einer Durchlaufheizfläche, der im Auslegungsfall ein Wasser-Dampf-Gemisch zuströmt, auch dann auf, wenn der Reibungsdruckverlust im Dampferzeugerrohr im Mittel um etwa das Fünffache höher ist als bei einem Dampferzeugerrohr einer Durchlaufheizfläche, der im Auslegungsfall lediglich Wasser zuströmt.

[0018] Zweckmäßigerweise ist jedes Dampferzeugerrohr einer Durchlaufheizfläche für einen höheren Durchsatz des Strömungsmediums ausgelegt als jedes ihm in Heizgasrichtung gesehen nachgeordnete Dampferzeugerrohr derselben Durchlaufheizfläche.

[0019] In vorteilhafter Ausgestaltung weist ein Dampferzeugerrohr der oder jeder Durchlaufheizfläche einen größeren Innendurchmesser auf als ein ihm in Heizgasrichtung gesehen nachgeordnetes Dampferzeugerrohr derselben Durchlaufheizfläche. Somit ist in besonders einfacher Weise sichergestellt, daß die Dampferzeugerrohre im Bereich vergleichsweise hoher Heizgastemperatur einen vergleichsweise hohen Durchsatz an Strömungsmedium aufweisen.

[0020] In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung ist einer Anzahl von Dampferzeugerrohren der oder jeder Durchlaufheizfläche in Strömungsrichtung des Strömungsmediums eine Drosseleinrichtung vorgeschaltet. Dabei können insbesondere im Auslegungsfall im Vergleich zu Dampferzeugerrohren derselben Durchlaufheizfläche minderbeheizte Dampferzeugerrohre mit der Drosseleinrichtung versehen sein. Der Durchsatz der Dampferzeugerrohre einer Durchlaufheizfläche ist somit steuerbar, so daß eine zusätzliche Anpassung des Durchsatzes an die Beheizung ermöglicht ist. Den Dampferzeugerrohren kann dabei auch gruppenweise jeweils eine Drosseleinrichtung vorgeschaltet sein.

[0021] In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung ist der oder jeder Durchlaufheizfläche jeweils eine Mehrzahl an Eintrittssammlern und/oder eine Mehrzahl an Austrittssammlern zugeordnet, wobei jeder Eintrittssammler in Strömungsrichtung des Strömungsmediums einer Anzahl von Dampferzeugerrohren der jeweiligen Durchlaufheizfläche gemeinsam vorgeschaltet ist bzw. jeder Austrittssammler einer Anzahl von Dampferzeugerrohren der jeweiligen Durchlaufheizfläche gemeinsam nachgeschaltet ist. Somit ist eine besonders günstige räumliche Anordnung der Dampferzeugerrohre in ihrem Anschlußbereich an die Eintrittssammler möglich.

[0022] Für eine besonders hohe Wärmeaufnahme weisen die Dampferzeugerrohre zweckmäßigerweise auf ihrer Außenseite eine Berippung auf. Zudem kann jedes Dampferzeugerrohr zweckmäßigerweise auf seiner Innenwand mit einer gewindeartigen Berippung ver-

sehen sein, um den Wärmeübergang vom Dampferzeugerrohr auf das in ihm strömende Strömungsmedium zu erhöhen.

[0023] Zweckmäßigerweise wird der Dampferzeuger als Abhitzedampferzeuger einer Gas- und Dampfturbinenanlage verwendet. Dabei ist der Dampferzeuger vorteilhafterweise heizgasseitig einer Gasturbine nachgeschaltet. Bei dieser Schaltung kann zweckmäßigerweise hinter der Gasturbine eine Zusatzfeuerung zur Erhöhung der Heizgastemperatur angeordnet sein.

[0024] Die mit der Erfindung erzielten Vorteile bestehen insbesondere darin, daß ein für eine Erzielung eines besonders hohen Gesamtwirkungsgrades einer Gas- und Dampfturbinenanlage besonders günstiger Dampferzeuger auch in liegender Bauweise und somit mit besonders geringem fertigungs- und montage-technischem Aufwand ausgeführt sein kann. Materialschäden am Dampferzeuger aufgrund der bei dieser Bauweise besonders stark räumlich inhomogenen Beheizung der Dampferzeugerrohre sind dabei aufgrund der strömungstechnischen Auslegung des Dampferzeugers sicher vermieden.

[0025] Ausführungsbeispiele der Erfindung werden anhand einer Zeichnung näher erläutert. Darin zeigen:

[0026] Figuren 1, 2 und 3 jeweils in vereinfachter Darstellung im Längsschnitt einen Dampferzeuger in liegender Bauweise.

[0027] Gleiche Teile sind in allen Figuren mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

[0028] Der Dampferzeuger 1 gemäß den Figuren 1, 2 und 3 ist in der Art eines Abhitzedampferzeugers einer nicht näher dargestellten Gasturbine abgasseitig nachgeschaltet. Der Dampferzeuger 1 weist eine Umfassungswand 2 auf, die einen in einer annähernd horizontalen, durch die Pfeile 4 angedeuteten Heizgasrichtung durchströmbar Heizgaskanal 3 für das Abgas aus der Gasturbine bildet. Im Heizgaskanal 3 ist eine Anzahl von nach dem Durchlaufprinzip ausgelegten Heizflächen, auch als Durchlaufheizflächen 8, 10 bezeichnet, angeordnet. Im Ausführungsbeispiel gemäß Figuren 1, 2 und 3 sind jeweils zwei Durchlaufheizflächen 8, 10 gezeigt, es kann aber auch lediglich eine Durchlaufheizfläche oder eine größere Anzahl von Durchlaufheizflächen vorgesehen sein.

[0029] Die Durchlaufheizflächen 8, 10 gemäß den Figuren 1, 2 und 3 umfassen jeweils in der Art eines Rohrbündels eine Anzahl von in Heizgasrichtung hintereinander angeordneten Rohrlagen 11 bzw. 12. Jede Rohrlage 11, 12 wiederum umfaßt jeweils eine Anzahl von in Heizgasrichtung nebeneinander angeordneten Dampferzeugerrohren 13 bzw. 14, von denen für jede Rohrlage 11, 12 nur jeweils eines sichtbar ist. Die annähernd vertikal angeordneten, zur Durchströmung eines Strömungsmediums W parallel geschalteten Dampferzeugerrohre 13 der ersten Durchlaufheizfläche 8 sind dabei ausgangsseitig an einen ihnen gemeinsamen Austrittssammler 15 angeschlossen. Die ebenfalls annähernd vertikal angeordneten, zur Durchströmung eines Strö-

mungsmediums W parallel geschalteten Dampferzeugerrohre 14 der zweiten Durchlaufheizfläche 10 hingegen sind ausgangsseitig an einen ihnen gemeinsamen Austrittssammler 16 angeschlossen. Die Dampferzeugerrohre 14 der zweiten Durchlaufheizfläche 10 sind den Dampferzeugerrohren 13 der ersten Durchlaufheizfläche 8 strömungstechnisch über ein Fallrohrsystem 17 nachgeschaltet.

[0030] Das aus den Durchlaufheizflächen 8, 10 gebildete Verdampfersystem ist mit dem Strömungsmedium W beaufschlagbar, das bei einmaligem Durchlauf durch das Verdampfersystem verdampft und nach dem Austritt aus der zweiten Durchlaufheizfläche 10 als Dampf D abgeführt wird. Das aus den Durchlaufheizflächen 8, 10 gebildete Verdampfersystem ist in den nicht näher dargestellten Wasser-Dampf-Kreislauf einer Dampfturbine geschaltet. Zusätzlich zu dem die Durchlaufheizflächen 8, 10 umfassenden Verdampfersystem sind in den Wasser-Dampf-Kreislauf der Dampfturbine eine Anzahl weitere, in den Figuren 1, 2 und 3 schematisch angedeutete Heizflächen 20 geschaltet. Bei den Heizflächen 20 kann es sich beispielsweise um Überhitzer, um Mitteldruckverdampfer, um Niederdruckverdampfer und/oder um Vorwärmer handeln.

[0031] Die Durchlaufheizflächen 8, 10 sind derart ausgelegt, daß lokale Unterschiede in der Beheizung der Dampferzeugerrohre 13 bzw. 14 lediglich zu geringen Temperaturunterschieden oder Unterschieden im Dampfgehalt beim aus den jeweiligen Dampferzeugerrohren 13 bzw. 14 austretendem Strömungsmedium W führen. Dabei weist jedes Dampferzeugerrohr 13, 14 infolge der Auslegung der jeweiligen Durchlaufheizfläche 8, 10 einen höheren Durchsatz des Strömungsmediums W auf als jedes ihm in Heizgasrichtung gesehen nachgeordnete Dampferzeugerrohr 13 bzw. 14 derselben Durchlaufheizfläche 8 bzw. 10.

[0032] Beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 1 sind die Dampferzeugerrohre 13 der ersten Durchlaufheizfläche 8, die eingangsseitig an einen Eintrittssammler 21 angeschlossen sind, derart ausgelegt, daß beim Vollast-Betrieb des Dampferzeugers 1 das Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall innerhalb des jeweiligen Dampferzeugerrohrs 13 im Mittel weniger als 0,2 beträgt. Die Dampferzeugerrohre 14 der zweiten Durchlaufheizfläche 10, die eingangsseitig an einen Eintrittssammler 22 angeschlossen sind, sind hingegen derart ausgelegt, daß beim Vollast-Betrieb des Dampferzeugers 1 das Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall innerhalb des jeweiligen Dampferzeugerrohrs 14 im Mittel weniger als 0,4 beträgt. Zusätzlich kann jedes Dampferzeugerrohr 13, 14 der Durchlaufheizfläche 8 bzw. 10 einen größeren Innendurchmesser aufweisen als jedes ihm in Heizgasrichtung gesehen nachgeordnete Dampferzeugerrohr 13 bzw. 14 derselben Durchlaufheizfläche 8 bzw. 10.

[0033] Im Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 ist zur Einstellung eines an die jeweilige Beheizung

angepaßten Durchsatzes jedem Dampferzeugerrohr 13, 14 der Durchlaufheizflächen 8 bzw. 10 in Strömungsrichtung des Strömungsmediums W jeweils ein Ventil als Drosseleinrichtung 23 vorgeschaltet. Die Anpassung des Durchsatzes der Dampferzeugerrohre 13, 14 der Durchlaufheizflächen 8, 10 an ihre unterschiedliche Beheizung ist auf diese Weise unterstützt.

[0034] Im Ausführungsbeispiel gemäß Figur 3 ist jeder Durchlaufheizfläche 8, 10 jeweils eine Mehrzahl von Eintrittssammlern 26 bzw. 28 und eine Mehrzahl von Austrittssammlern 30 bzw. 32 zugeordnet, wodurch eine Gruppenbildung auf besonders einfache Weise möglich ist. Dabei ist jeder Eintrittssammler 26, 28 in Strömungsrichtung des Strömungsmediums W einer Anzahl von Dampferzeugerrohren 13 bzw. 14 der jeweiligen Durchlaufheizfläche 8 bzw. 10 gemeinsam vorgeschaltet. Jeder Austrittssammler 30, 32 hingegen ist in Strömungsrichtung des Strömungsmediums W einer Anzahl von Dampferzeugerrohren 13 bzw. 14 der jeweiligen Durchlaufheizfläche 8 bzw. 10 gemeinsam nachgeschaltet. Im Ausführungsbeispiel gemäß Figur 3 sind die Dampferzeugerrohre 13, 14 der Durchlaufheizflächen 8 bzw. 10 wiederum derartig ausgelegt, daß beim Betrieb des Dampferzeugers 1 das Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu geodätischem Druckabfall im jeweiligen Dampferzeugerrohr 13, 14 im Mittel geringer ist als 0,2 bzw. 0,4. Den somit gebildeten Rohrgruppen ist jeweils eine Drosseleinrichtung 34 vorgeschaltet.

[0035] Der Durchlaufdampferzeuger 1 ist hinsichtlich der Auslegung seiner Durchlaufheizflächen 8, 10 an die räumlich inhomogene Beheizung der Dampferzeugerrohre 13, 14 infolge der liegenden Bauweise angepaßt. Der Dampferzeuger 1 ist somit in besonders einfacher Weise auch für eine liegende Bauweise geeignet.

Patentansprüche

1. Dampferzeuger (1), bei dem in einem in einer annähernd horizontalen Heizgasrichtung durchströmbarcn Heizgaskanal (3) mindestens eine Durchlaufheizfläche (8, 10) angeordnet ist, die aus einer Anzahl von annähernd vertikal angeordneten, zur Durchströmung eines Strömungsmediums parallel geschalteten Dampferzeugerrohren (13, 14) gebildet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchlaufheizfläche (8, 10) derart ausgelegt ist, daß ein im Vergleich zu einem weiteren Dampferzeugerrohr (13, 14) derselben Durchlaufheizfläche (8, 10) mehrbeheiztes Dampferzeugerrohr (13, 14) einen im Vergleich zum weiteren Dampferzeugerrohr (13, 14) höheren Durchsatz des Strömungsmediums aufweist.
2. Dampferzeuger (1) nach Anspruch 1, bei dem die Dampferzeugerrohre (13, 14) mindestens einer Durchlaufheizfläche (8, 10) im Mittel jeweils für ein Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu geodä-

schem Druckabfall bei Vollast von weniger als 0,4, vorzugsweise von weniger als 0,2, ausgelegt sind.

3. Dampferzeuger (1) nach Anspruch 1 oder 2, bei dem jedes Dampferzeugerrohr (13, 14) einer Durchlaufheizfläche (8, 10) für einen höheren Durchsatz des Strömungsmediums ausgelegt ist als jedes ihm in Heizgasrichtung gesehen nachgeordnete Dampferzeugerrohr (13, 14) derselben Durchlaufheizfläche (8, 10).
4. Dampferzeuger (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei dem ein Dampferzeugerrohr (13, 14) der oder jeder Durchlaufheizfläche (8, 10) einen größeren Innendurchmesser aufweist als ein ihm in Heizgasrichtung gesehen nachgeordnetes Dampferzeugerrohr (13, 14) derselben Durchlaufheizfläche (8, 10).
5. Dampferzeuger (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, bei dem einer Anzahl von Dampferzeugerrohren (13, 14) der oder jeder Durchlaufheizfläche (8, 10) in Strömungsrichtung des Strömungsmediums jeweils eine Drosseleinrichtung (23) vorgeschaltet ist.
6. Dampferzeuger (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, bei dem der oder jeder Durchlaufheizfläche (8, 10) jeweils eine Mehrzahl von Eintrittssammlern (26, 28) und/oder Austrittssammlern (30, 32) zugeordnet ist, wobei jeder Eintrittssammler (26, 28) in Strömungsrichtung des Strömungsmediums einer Anzahl von Dampferzeugerrohren (13, 14) der jeweiligen Durchlaufheizfläche (8, 10) gemeinsam vorgeschaltet ist.
7. Dampferzeuger (1) nach Anspruch 6, bei dem mindestens einem Eintrittssammler (26, 28) eine Drosseleinrichtung (34) vorgeschaltet ist.
8. Dampferzeuger (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dem heizgasseitig eine Gasturbine vorgeschaltet ist.

Claims

1. Steam generator (1) in which at least one once-through heating area (8, 10) is arranged in a heating-gas duct (3) through which flow can occur in an approximately horizontal heating-gas direction, which once-through heating area (8, 10) is formed from a number of approximately vertically arranged steam-generator tubes (13, 14) connected in parallel for the throughflow of a flow medium, characterized in that the once-through heating area (8, 10) is designed in such a way that a steam-generator tube (13, 14) heated to a greater extent compared with a further steam-generator tube (13, 14) of the same once-through heating area (8, 10) has a higher flow

rate of the flow medium compared with the further steam-generator tube (13, 14).

2. Steam generator (1) according to Claim 1, in which the steam-generator tubes (13, 14) of at least one once-through heating area (8, 10) are designed on average in each case for a ratio of friction pressure loss to geodetic pressure drop at full load of less than 0.4, preferably less than 0.2.
3. Steam generator (1) according to Claim 1 or 2, in which each steam-generator tube (13, 14) of a once-through heating area (8, 10) is designed for a higher flow rate of the flow medium than each steam-generator tube (13, 14) arranged downstream of it in the heating-gas direction and belonging to the same once-through heating area (8, 10).
4. Steam generator (1) according to one of Claims 1 to 3, in which a steam-generator tube (13, 14) of the once-through heating area (8, 10) or of each once-through heating area (8, 10) has a larger inside diameter than a steam-generator tube (13, 14) arranged downstream of it in the heating-gas direction and belonging to the same once-through heating area (8, 10).
5. Steam generator (1) according to one of Claims 1 to 4, in which a choke device (23) is in each case connected upstream of a number of steam-generator tubes (13, 14) of the once-through heating area (8, 10) or of each once-through heating area (8, 10) in the direction of flow of the flow medium.
6. Steam generator (1) according to one of Claims 1 to 5, in which in each case a plurality of entry collectors (26, 28) and/or discharge collectors (30, 32) are allocated to the once-through heating area (8, 10) or to each once-through heating area (8, 10), each entry collector (26, 28) being commonly connected upstream of a number of steam-generator tubes (13, 14) of the respective once-through heating area (8, 10) in the direction of flow of the flow medium.
7. Steam generator (1) according to Claim 6, in which a choke device (34) is connected upstream of at least one entry collector (26, 28).
8. Steam generator (1) according to one of Claims 1 to 7, in which a gas turbine is arranged upstream on the heating-gas side.

Revendications

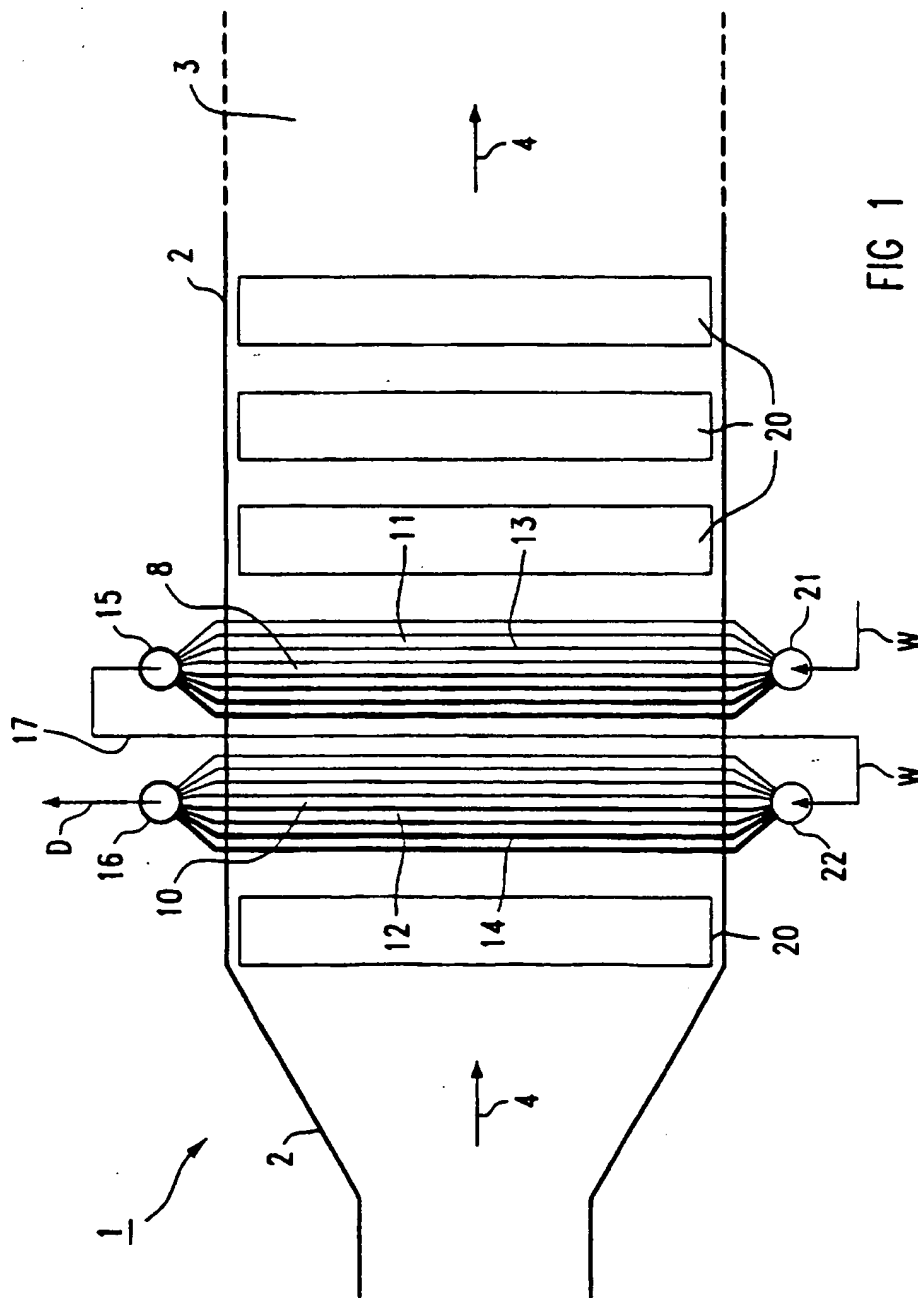
1. Générateur (1) de vapeur, dans lequel il est monté dans une canalisation (3) dans laquelle du gaz

chaud peut passer dans une direction à peu près horizontale au moins une surface (8, 10) de chauffe à passage direct, qui est formée d'une pluralité de tubes (13, 14) générateurs de vapeur montés à peu près verticalement et branchés en parallèle pour le passage d'un fluide en écoulement, caractérisé en ce que la surface (8, 10) de chauffe à passage direct est conçue de telle manière qu'un tube (13, 14) générateur de vapeur plus chauffé qu'un autre tube (13, 14) générateur de vapeur de la même surface (8, 10) de chauffe à passage direct a, par rapport à l'autre tube (13, 14) générateur de vapeur, un débit plus grand du fluide en écoulement.

2. Générateur (1) de vapeur suivant la revendication 1, dans lequel les tubes (13, 14) générateurs de vapeur d'au moins une surface (8, 10) de chauffe à passage direct sont conçus en moyenne chaque fois pour un rapport de la perte de pression due au frottement à la baisse de pression géodésique en charge totale de moins de 0,4, de préférence de moins de 0,2. 15
3. Générateur (1) de vapeur suivant la revendication 1 ou 2, dans lequel chaque tube (13, 14) générateur de vapeur d'une surface (8, 10) de chauffe à passage direct est conçu pour un débit du fluide en écoulement plus grand que celui du tube (13, 14) générateur de vapeur de la même surface (8, 10) de chauffe à passage direct, qui est monté en aval par rapport à lui dans le sens du gaz chaud. 25
4. Générateur (1) de vapeur suivant l'une des revendications 1 à 3, dans lequel un tube (13, 14) générateur de vapeur de la surface (8, 10) de chauffe à passage direct ou de chaque surface de chauffe à passage direct comporte un diamètre intérieur supérieur à celui d'un tube (13, 14) générateur de vapeur de la même surface (8, 10) de chauffe à passage direct, qui est monté en aval par rapport à lui dans le sens du gaz chaud. 35
5. Générateur (1) de vapeur suivant l'une des revendications 1 à 4, dans lequel un dispositif (23) d'étranglement est monté respectivement dans le sens d'écoulement du fluide en écoulement, en amont d'une pluralité de tubes (13, 14) générateurs de vapeur de la surface (8, 10) de chauffe à passage direct ou de chaque surface de chauffe à passage direct. 45
6. Générateur (1) de vapeur suivant l'une des revendications 1 à 5, dans lequel il est associé à la surface (8, 10) de chauffe à passage direct ou à chaque surface (8, 10) de chauffe à passage direct respectivement une pluralité de collecteurs (26, 28) d'entrée et/ou de collecteurs (30, 32) de sortie, chaque collecteur (26, 28) d'entrée étant monté, dans le 50

sens d'écoulement du fluide en écoulement, en amont d'une pluralité de tubes (13, 14) générateurs de vapeur de la surface (8, 10) de chauffe à passage direct associé, de manière commune pour lesdits tubes générateurs de vapeur.

7. Générateur (1) de vapeur suivant la revendication 6, dans lequel un dispositif (34) d'étranglement est monté en amont du au moins un collecteur (26, 28) d'entrée.
8. Générateur (1) de vapeur suivant l'une des revendications 1 à 7, en amont duquel est montée une turbine à gaz côté gaz chaud.



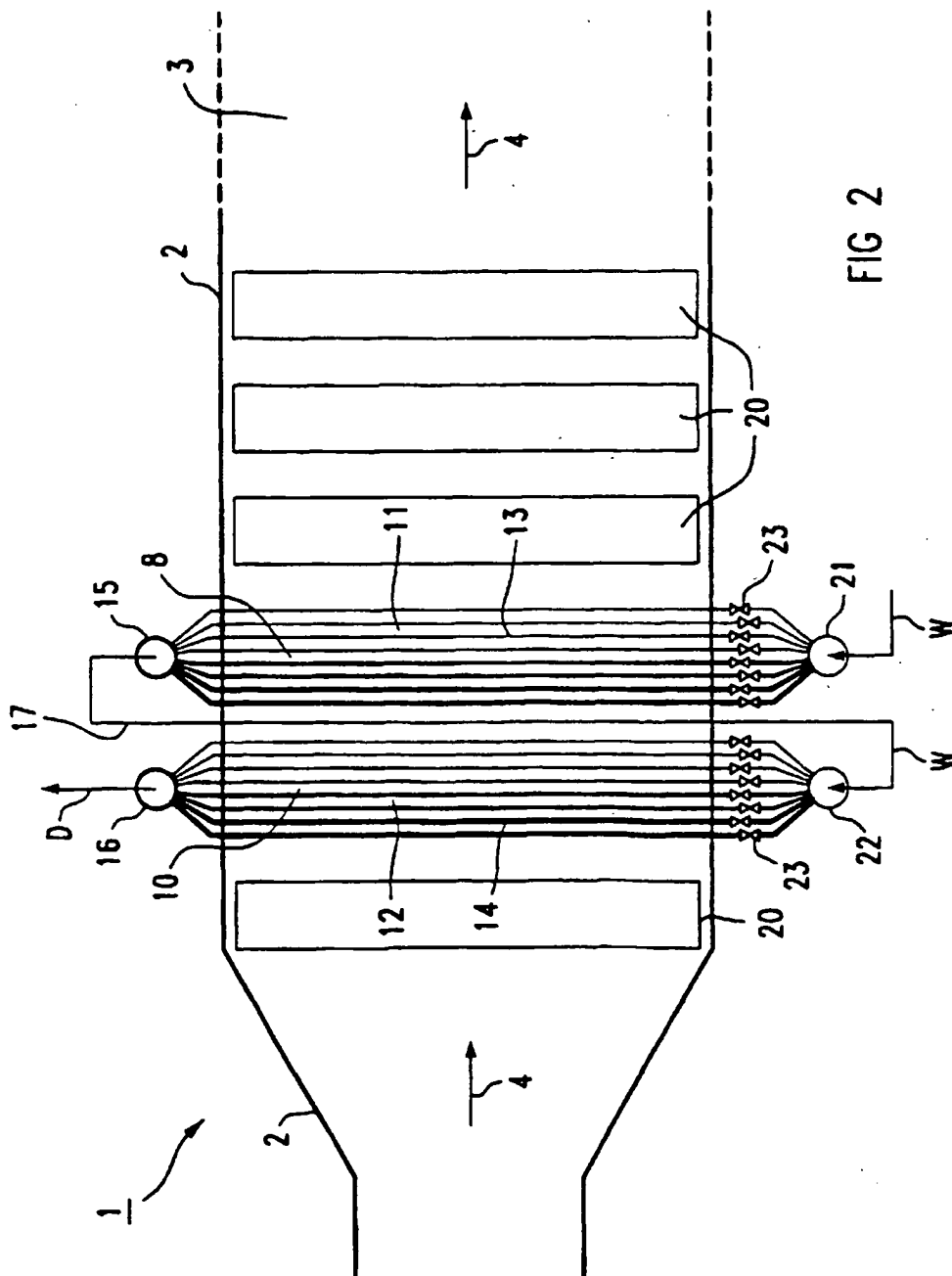


FIG 2

